

## Toroidal type continuously variable transmission

Patent Number:  EP0882910, A3, B1

Publication date: 1998-12-09

Inventor(s): NAKANO MASAKI (JP)

Applicant(s): NISSAN MOTOR (JP)

Requested Patent:  JP10331938

Application Number: EP19980304449 19980605

Priority Number(s): JP19970147354 19970605

IPC Classification: F16H15/38

EC Classification: F16H15/38

Equivalents: DE69803901D, DE69803901T, JP3237573B2,  US6030309

Cited Documents: DE19706287; US4905529; JP62202564U; JP4307152

### Abstract

Power rollers (3) are operatively interposed between input and output cone discs (1,2) with a common axis (O1). Trunnions (4) rotatably support the power rollers (3) respectively. An upper link (6) has opposed ends to which upper ends of the trunnions (4) are connected, and a lower link (7) has opposed ends to which lower ends of the trunnions (4) are connected. Shafts (10) extend downward from the lower ends of the trunnions (4). Each shaft (10) is connected to the corresponding lower end through a connecting pin (12) and is associated with a piston (14) having a hollow boss portion (14a) which receives the shaft. The boss portion (14a) has an upper end which faces toward the lower end of the corresponding trunnion (4). An articulated structure (31b,14b) is arranged between the upper end of the boss portion (14a) and the lower end of the corresponding trunnion (4), so that when a thrust force is applied to the trunnion in a direction to resiliently flex or bend the same, the trunnion is permitted to

pivot relative to the boss portion in a direction to absorb the flex of the trunnion.



Data supplied from the esp@cenet database - I2

(19) 日本国特許庁 (JP)

(12) 公開特許公報 (A)

(11)特許出願公開番号

特開平10-331938

(43) 公開日 平成10年(1998)12月15日

(51) Int.Cl.<sup>6</sup>  
F 16 H 15/38

識別記号

F I  
F 16 H 15/38

審査請求 未請求 請求項の数 5 OL (全 9 頁)

(21)出願番号 特願平9-147354

(22)出願日 平成9年(1997)6月5日

(71)出願人 000003997

日産自動車株式会社  
神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地

(72) 発明者 中野 正樹  
神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地 日産  
自動車株式会社内

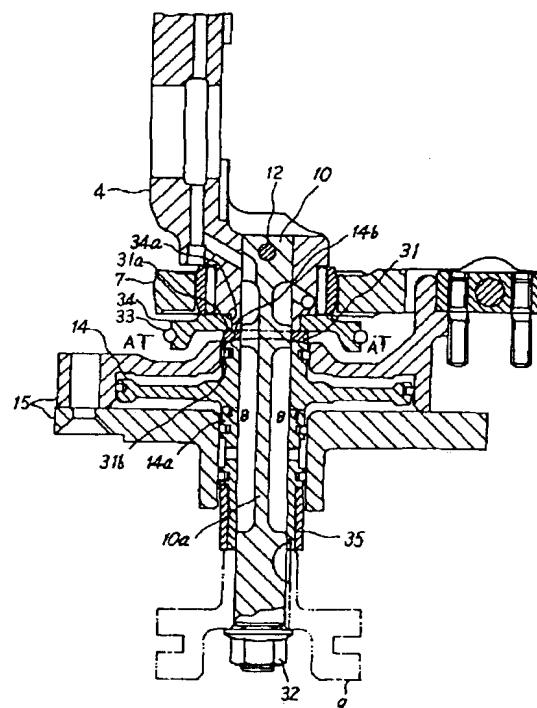
(74) 代理人 弁理士 杉村 晓秀 (外9名)

(54) 【発明の名称】 摩擦車式無段変速機

(57) 【要約】

**【課題】** 摩擦車押し付け力による摩擦車支持部材の変形で、摩擦車支持部材の作動ピストンがこじられることのないようにし、変速制御精度を高くする。

【解決手段】 ピストン14によりシャフト10を介しトラニオン4を上下させると、トラニオン4上のパワーローラが回転軸線を入出力の回転軸線からオフセットされ、入出力ディスクからの分力で傾転されることにより無段変速を行う。パワーローラは入出力ディスク1、2からの挾圧力によりトラニオン4を変形させ、シャフト10、ピストン14を傾斜させようとする。この時トラニオン4は、ワッシャ31とピストン14との当接円筒面31b、14bにおいてピストン14に対してパワーローラ回転軸線方向へ揺動し、上記の変形を吸収する。よってトラニオン4の変形がピストン14に至ることはなく、このピストンがこじられて、変速制御精度を低下させるという問題を解消することができる。



## 【特許請求の範囲】

【請求項1】複数の摩擦車を介して入出力ディスク間で回転動力の受渡しを行い、

各摩擦車を個々に回転自在に支持した摩擦車支持部材を、該摩擦車支持部材の一端に延設したシャフトに嵌挿されて摩擦車支持部材に当接するよう組付けられたピストンにより、摩擦車回転軸線が入出力ディスク回転軸線と交差した中立位置から、摩擦車回転軸線と直交する首振り軸線の方向へオフセットするよう変位させる時に生起される、摩擦車の前記首振り軸線周りにおける傾転により無段変速を行うことができ、

前記摩擦車が入出力ディスクから受けるスラストによっても変位することのないよう、前記摩擦車支持部材の隣接端部相互間をリンク連結した摩擦車式無段変速機において、

前記摩擦車支持部材およびピストン間の当接部を、該ピストンに対する摩擦車支持部材の前記スラスト方向の揺動が可能な関節構造にしたことを特徴とする摩擦車式無段変速機。

【請求項2】請求項1において、前記摩擦車支持部材およびピストン間の当接部に、該ピストンに対する摩擦車支持部材の前記スラスト方向の揺動を可能にする当接曲面を設定して前記関節構造を提供するようにしたことを特徴とする摩擦車式無段変速機。

【請求項3】請求項2において、前記当接曲面をなす凸面および凹面は、凸面の曲率半径を凹面の曲率半径よりも小さくしたことを特徴とする摩擦車式無段変速機。

【請求項4】請求項1乃至3のいずれか1項において、前記シャフトが突出する摩擦車支持部材の端部に、摩擦車間の傾転同期をとるためのワイアプーリが廻り止め嵌合されている場合、前記摩擦車支持部材およびピストン間に介在させたワッシャを介して前記ピストンによりワイアプーリの抜け止めを行うようにすると共に、該ワッシャおよびピストン間の当接面を、該ピストンに対する摩擦車支持部材の前記スラスト方向における揺動が可能な曲面に構成したことを特徴とする摩擦車式無段変速機。

【請求項5】請求項1乃至4のいずれか1項において、前記シャフトのピストン貫通部を、前記スラスト方向における剛性が小さくなるよう構成したことを特徴とする摩擦車式無段変速機。

## 【発明の詳細な説明】

## 【0001】

【発明の属する技術分野】本発明は、トロイダル型無段変速機に代表される摩擦車式無段変速機、特にその変速制御部に関するものである。

## 【0002】

【従来の技術】摩擦車式無段変速機は変速制御部を、トロイダル型無段変速機について説明すると、例えば特開昭63-92859号公報に記載の如くに構成したり、

図9および図10に例示する如くに構成するのが普通である。

【0003】図9において、1、2は、軸線O<sub>1</sub>上に配置した入出力コーンディスク、3は、これら入出力コーンディスク間で回転動力の受渡しを行う2個のパワーローラをそれぞれ示す。パワーローラ3は、入出力コーンディスク1、2の回転軸線O<sub>1</sub>の両側に対向配置し、これら入出力コーンディスク1、2と、2個のパワーローラ3とよりなるトロイダル伝動ユニットを2個、それぞれの出力コーンディスク2が相互に背中合わせとなるようして軸線O<sub>1</sub>上に前後に配設する。

【0004】各パワーローラ3のうち、前方のパワーローラはそれぞれトラニオン4に回転自在に支持し、後方のパワーローラはそれぞれ、図10に示すトラニオン5に回転自在に支持する。全てのトラニオン4、5は、上端間をアップリンク6により横方向に連結し、下端間をロアリンク7により横方向に連結し、更に当該連結に当たっては、全てのトラニオン4、5がパワーローラ回転軸線O<sub>2</sub>を入出力コーンディスク1、2の回転軸線O<sub>1</sub>と交差した図9の中立位置から、パワーローラ回転軸線O<sub>2</sub>と直交する首振り軸線O<sub>3</sub>の方向へオフセットさせて得るよう、当該軸線O<sub>3</sub>の方向へ変位可能にし、且つ、首振り軸線O<sub>3</sub>の周りに傾転し得るようにする。

【0005】上記オフセットのために、トラニオン4、5にそれぞれ、首振り軸線O<sub>3</sub>の方向へ延在するシャフト10をpin12により門結合して設けると共に、該シャフト10にピストン14を嵌着する。そして、前方のトラニオン4に係わるシャフト10およびこれを包套するピストン14のボス部14aは、ピストン14を受容したシリングボディー15、およびピストン14の作動圧を発生させるための変速制御用コントロールバルブボディー18に順次貫通させ、後方のトラニオン5に係わるシャフト10およびこれを包套するピストン14のボス部14aは、シリングボディー15に貫通させる。

【0006】コントロールバルブボディー18は、変速制御弁17が変速比指令を入力されることで、変速比指令に応じた作動圧をピストン14に向かわせ、ピストン14はシャフト10を介してトラニオン4、5を、パワーローラ回転軸線O<sub>2</sub>が入出力コーンディスクの回転軸線O<sub>1</sub>と交差した図9の中立位置から、変速比指令に対応した首振り軸線(O<sub>3</sub>)方向へオフセットされるよう変位させる。この時パワーローラ3は、入出力コーンディスク1、2からの分力で軸線O<sub>3</sub>の周りに対応方向へ傾転され、入出力コーンディスク1、2に対する接触軌跡円弧径の連続的な変化により無段変速を行うことができる。

【0007】ところで、シャフト10のうち、前方のトラニオン4に関したシャフトの一方には、コントロールバルブボディー18から突出する先端にプリセスカム9が固設されており、このプリセスカム9および変速リン

ク21を介して上記のオフセットおよび傾転がコントロールバルブボディー18の変速制御弁17にフィードバックされる。このフィードバックにより、変速の進行につれてトラニオン4、5がピストン14を介し原位置に戻され、変速比が変速比指令に一致したところで、パワーローラ3を上記の中立位置に復帰せしめ、変速比を変速比指令に対応した値に保持する。

#### 【0008】

【発明が解決しようとする課題】しかし上記したトロイダル型無段変速機にあっては、トラニオン4、5とピストン14との間を連結するシャフト10が全長に亘って大きな曲げ剛性を持つことから、更に、このシャフト10に嵌挿されてトラニオン4、5に当接するよう組付けられたピストンボス部14aがシャフト10よりも大径で一層大きな曲げ剛性を持つことから、以下の問題を生ずる懸念があった。

【0009】つまりここで、入出力コーンディスク1、2とパワーローラ3との間における回転伝動を考察するに、これが、入出力コーンディスク1、2とパワーローラ3との間における油膜の剪断によってなされることから、パワーローラ3は、入出力コーンディスク1、2間に伝達トルク対応の強大な力で挟圧するを要する。これがためパワーローラ3は、図11に示すように入出力コーンディスク1、2間から追い出される方向の大きなスラストFを受けることになる。そこで、このスラストによっても各トラニオン4、5が横方向に位置ずれすることのないようにするために、各トラニオン4、5は前記したごとく上端同士をアッパリンク6により横方向に拘束すると共に、下端同士も同様なロアリンク7により横方向に拘束する。

【0010】従って、トラニオン4、5は図11に2点鎖線で示すように、上記のスラストFに起因しアッパリンク6およびロアリンク7を支点として変形するのを禁じ得ず、この変形でシャフト10およびピストン14は傾斜することになる。ところで、上記した従来の構成では、ピストン14のボス部14aが嵌合孔内周面に対しこじられ、両者間に大きな摩擦力が発生する。この摩擦力は、ボス部14aを含むピストン14の偏摩耗を惹起し、耐久性を低下させるだけでなく、ピストン14の動きを阻害して変速制御精度を低下させる原因となる。この傾向は、プリセスカム9を具えた前方のトラニオン4に対するピストン14のようにボス部14aが長くなる場合、特に顕著となる。

【0011】請求項1に記載の第1発明は、トラニオン(摩擦車支持部材)の上記変形が摩擦車支持部材とピストンとの間の当接部において吸収され、ピストン側に伝わらないようにすることで上記の問題解決を実現することを目的とする。

【0012】請求項2に記載の第2発明は、当該問題解決を安価に実現することを揉む的とする。

【0013】請求項3に記載の第3発明は、摩擦車支持部材およびピストンが相互間の当接部においてかじりを生ずることなく、第2発明の目的を達成することを目的とする。

【0014】請求項4に記載の第4発明は、摩擦車支持部材のシャフト突出側端部に、摩擦車の傾転同期をとるためのワイヤプーリがある場合において、第1発明乃至第3発明の目的を好適に達成し得る構成を提案することを目的とする。

【0015】請求項5に記載の第5発明は、摩擦車支持部材の前記変形が更に確実にピストン側へ伝わらないようにするため、第1発明乃至第4発明の構成に付加して設けるべき構成を提案しようとするものである。

#### 【0016】

【課題を解決するための手段】これらの目的のため、先ず第1発明による摩擦車式無段変速機は、複数の摩擦車を介して入出力ディスク間で回転動力の受渡しを行い、各摩擦車を個々に回転自在に支持した摩擦車支持部材を、該摩擦車支持部材の一端に延設したシャフトに嵌挿されて摩擦車支持部材に当接するよう組付けられたピストンにより、摩擦車回転軸線が入出力ディスク回転軸線と交差した中立位置から、摩擦車回転軸線と直交する首振り軸線の方向へオフセットするよう変位させる時に生起される、摩擦車の前記首振り軸線周りにおける傾転により無段変速を行うことができ、前記摩擦車が入出力ディスクから受けるスラストによっても変位することのないよう、前記摩擦車支持部材の隣接端部相互間をリンク連結した摩擦車式無段変速機において、前記摩擦車支持部材およびピストン間の当接部を、該ピストンに対する摩擦車支持部材の前記スラスト方向の揺動が可能な関節構造にしたことを特徴とするものである。

【0017】第2発明の摩擦車式無段変速機は、上記第1発明において、前記摩擦車支持部材およびピストン間の当接部に、該ピストンに対する摩擦車支持部材の前記スラスト方向の揺動を可能にする当接曲面を設定して前記関節構造を提供するようにしたことを特徴とするものである。

【0018】第3発明の摩擦車式無段変速機は、上記第2発明において、前記当接曲面をなす凸面および凹面は、凸面の曲率半径を凹面の曲率半径よりも小さくしたことを特徴とするものである。

【0019】第4発明の摩擦車式無段変速機は、上記第1発明乃至第3発明のいずれかにおいて、前記シャフトが突出する摩擦車支持部材の端部に、摩擦車間の傾転同期をとるためのワイヤプーリが廻り止め嵌合されている場合、前記摩擦車支持部材およびピストン間に介在させたワッシャを介して前記ピストンによりワイヤプーリの抜け止めを行うようにすると共に、該ワッシャおよびピストン間の当接面を、該ピストンに対する摩擦車支持部材の前記スラスト方向における揺動が可能な曲面に構成

したことを特徴とするものである。

【0020】第5発明の摩擦車式無段変速機は、上記第1発明乃至第4発明のいずれかにおいて、前記シャフトのピストン貫通部を、前記スラスト方向における剛性が小さくなるよう構成したことを特徴とするものである。

【0021】

【発明の効果】摩擦車式無段変速機は、摩擦車を介して入出力ディスク間で回転動力の受渡しを行う。この動力伝達中に摩擦車支持部材を、該摩擦車支持部材の一端に延設したシャフトに嵌挿されて摩擦車支持部材に当接するよう組付けられたピストンにより、摩擦車回転軸線が入出力ディスク回転軸線と交差した中立位置から、首振り軸線の方向へオフセットするよう変位させると、摩擦車は首振り軸線周りにおける傾転を生起され、変速比を無段階に変化させることができる。

【0022】ところで第1発明においては特に、上記摩擦車支持部材およびピストン間の当接部を、当該ピストンに対する摩擦車支持部材の前記スラスト方向の揺動が可能となるような関節構造にしたことから、入出力ディスク間の挾圧力に起因して摩擦車に入力されるスラストに伴う摩擦車支持部材の前記変形が、摩擦車支持部材とピストンとの間の当接部において吸収され得ることとなり、これがピストン側に伝わらないようにすることができる。これがため、摩擦車支持部材の変形でピストンがこじられて耐久性が低下するという従来構造の問題や、変速制御精度が低下するといった従来構造の問題を解消することができる。

【0023】第2発明においては、摩擦車支持部材およびピストン間の当接部に、該ピストンに対する摩擦車支持部材の上記スラスト方向の揺動を可能にする当接曲面を設定して前記の関節構造を提供することから、第1発明の上記作用効果を安価に達成することができる。

【0024】第3発明においては、上記第2発明の当接曲面をなす凸面および凹面を、凸面の曲率半径が凹面の曲率半径よりも小さな構成にしたから、摩擦車支持部材およびピストンが相互間の当接部においてかじりを生ずることなく、上記第2発明の作用効果を達成することができる。

【0025】第4発明においては、シャフトが突出する摩擦車支持部材の端部に、摩擦車間の傾転同期をとるためのワイヤプーリーが廻り止め嵌合されている場合、摩擦車支持部材およびピストン間に介在させたワッシャを介してピストンによりワイヤプーリーの抜け止めを行うようにし、同時に、当該ワッシャおよびピストン間の当接面を、該ピストンに対する摩擦車支持部材の前記スラスト方向における揺動が可能な曲面に構成したから、当該曲面において摩擦車へのスラストに伴う摩擦車支持部材の変形が吸収されて、これがピストン側に伝わらないようにすることができ、前記の作用効果を達成し得ると共に、上記当接曲面の存在にもかかわらず、ワッシャの介

在によって、摩擦車支持部材に対するピストンの接触面積が小さくなるのを回避することができ、面圧を低下させて耐久性の向上を図ることができる。

【0026】第5発明においては、シャフトのピストン貫通部を、前記スラスト方向における剛性が小さくなるよう構成したから、これによても、摩擦車へのスラストに伴う摩擦車支持部材の変形を吸収することができ、前記の作用効果を更に顕著なものにすることができる。

【0027】

【発明の実施の形態】以下、本発明の実施の形態を図面に基づき詳細に説明する。図1～図4は、本発明一実施の形態になる摩擦車式無段変速機としてのトロイダル型無段変速機を示し、このトロイダル型無段変速機は、トロイダル伝動ユニットを2個1組として設けることにより、伝動容量を大きくした所謂ダブルキャビティ式トロイダル型無段変速機とし、図中、図9および図10におけると同様の部分を同一符号にて示す。

【0028】先ず、前方のトロイダル伝動ユニットにおいて、入出力コーンディスク（入出力ディスク）間に挟圧されたパワーローラ（摩擦車）を回転自在に支持するトラニオン（摩擦車支持部材）4のうち、シリンドボディー15およびコントロールバルブボディー18（図4参照）の双方に貫通させる一方のトラニオンについて説明する。当該一方のトラニオンの下端から延在するようこれにピン12で門結合されたシャフト10には順次、ワッシャ31、ピストン14のボス部14a、プリセスカム9を嵌合し、これらを、シャフト10の下端に螺合させたナット32により生ずるスラストにより締め上げて、ワッシャ31をトラニオン4の下端面に当接させる。

【0029】一方、上記一方のトラニオン4の下端には、パワーローラ間で傾転同期をとるために各トラニオン4、5間に張設すべきワイヤ33を掛け渡すためのワイヤプーリ34を設ける。このワイヤプーリ34は、図2に明示するように中心孔34aを非円形としてトラニオン4の対応下端に廻り止め嵌合すると共に、前記のワッシャ31により抜け止めする。ここで、ワイヤプーリ34の当該抜け止めを行うワッシャ31の面31aは、平坦面として図2にクロスハッチングを付して示す、比較的広い面積に亘りワイヤプーリ34と接触するようになし、ワッシャ31とピストンボス部14aとの接触面31b、14bは図1および図4に示すような円筒面とする。ここで円筒接触面31b、14bは必ずしも、図示のように面14bを凸面とし、面31bを凹面とする必要はなく、逆に面14bを凹面とし、面31bを凸面にしても良いこと、勿論である。

【0030】ワッシャ31およびピストンボス部14aの当接円筒面31b、14bは、その中心線がパワーローラ回転軸線に対して平行な方向（図1の直角方向）へ延在するような向きとし、これにより、入出力コーンデ

イスクからの挾压力に起因してパワーローラにスラストが入力された時に生ずるトラニオン4の変形を、トラニオン4の当該スラスト方向への搖動により吸収するための関節構造を提供する。

【0031】なお好ましくは、シャフト10は、ピストンボス部14a内における貫通部10aを図3に明示するように押しつぶして、パワーローラ回転軸線方向、つまりパワーローラが入出力コーンディスクから受けるスラストの方向に薄くし、当該平坦部10aとピストンボス部14aの内周面との間に、半月状の隙間を形成する。これによりシャフト10は、トラニオン4に結合した端部と、ピストンボス部14aに嵌着した端部との間ににおいて、スラスト方向(パワーローラ回転軸線方向)における寸法が他の軸直角方向における寸法よりも小さな非円形断面形状にされ、結果として上記スラスト方向における曲げ剛性を、他方向の曲げ剛性よりも小さくされる。

【0032】更に、シリンドボディー15から丁度突出するピストンボス部14aの箇所にアルミニウム等の軟材で作ったカラー35を嵌着し、該カラー35の外径をシリンドボディー15の対応する孔内径よりも若干小さくする。かくて、鉄系の材料で作るピストン14(ピストンボス部14a)が直接、アルミニウムで作るシリンドボディー15の孔内周に接触することのないようにする。

【0033】なお、前方のトロイダル伝動ユニットに係わる一方のトラニオン4に関する上記の構成を、同じく前方のトロイダル伝動ユニットに係わる他方のトラニオン4にも同様に適用し、また、後方のトロイダル伝動ユニットに係わる双方のトラニオン5についても、図4に示すように上記の構成を採用する。

【0034】コントロールバルブボディー18は、変速制御弁17を内蔵し、この変速制御弁17は変速比指令に応じた作動圧を各ピストン14に向かわせる。これにより前記したようにピストン14は、シャフト10を介して対応するトラニオン4, 5を、パワーローラ回転軸線が入出力コーンディスクの回転軸線と交差した中立位置から変速比指令に対応した首振り軸線方向へオフセットされるようストロークさせる。この時パワーローラは、入出力コーンディスクからの分力で首振り軸線の周りに対応方向へ傾転され、入出力コーンディスクに対する接觸軌跡円弧径の連続的な変化により無段変速を行うことができる。

【0035】かかる変速中、シャフト10のうち、前方のトラニオン4に関するシャフトの一方に設けられたブリセスカム9は、上記のストロークおよび傾転を変速制御弁17にフィードバックする。このフィードバックにより、変速の進行につれてトラニオン4, 5がピストン14を介し原位置に戻され、変速比が変速比指令に一致したところで、パワーローラを上記の中立位置に復帰せ

しめ、変速比を変速比指令に対応した値に保持する。

【0036】ところで本実施の形態においては特に、トラニオン4(5)およびピストン14間にワッシャ31を介在させ、該ワッシャ31とピストン14(ピストンボス部14a)と当接部を円筒面31b, 14bとして、ピストン14に対するトラニオン4(5)のパワーローラスラスト方向の搖動が可能となるような関節構造にしたから、入出力コーンディスク間の挾壓力に起因してパワーローラに入力されるスラストに伴うトラニオン4(5)の、図11につき前述したような変形が、円筒面31b, 14bにおいて生起されるトラニオン4

(5)の上記搖動により吸収され得ることとなり、これがピストン14側に伝わらない。これがため、トラニオン4(5)の変形でピストン14がこじられて耐久性が低下するという従来構造の問題や、変速制御精度が低下するといった従来構造の問題を解消することができる。

【0037】更に、かかる作用効果を提供する上記の関節構造を、ワッシャ31とピストン14(ピストンボス部14a)との当接円筒面31b, 14bにより構成した本実施の構成によれば、ワッシャ31の介在により図2にクロスハッチングを付して示すように、ワイヤブリ34の抜け止めのための接触面積が大きくなつて、面圧の低下により耐久性を向上させることができる。

【0038】加えて、本実施の形態においては特に、各シャフト10のピストン貫通部位10aを図3に明示するように、パワーローラ回転軸線方向、つまりパワーローラが入出力コーンディスクから受けるスラストの方向に薄くなるよう、同方向における両側を平坦面となし、これら平坦面とピストンボス部14aの内周面との間に、半月状の隙間を形成したから、シャフト10のピストン貫通部位10aが、パワーローラスラスト方向における曲げ剛性を、他方向の曲げ剛性よりも小さくされることとなりパワーローラに入力されるスラストに起因したトラニオン4, 5の変形が、シャフト10の上記ピストン貫通部位10aの曲げ変形によつても吸収され得ることとなり、トラニオン4, 5の変形がピストン14を傾斜させることができない。従つて、トラニオン4, 5の上記の変形でピストン14がこじられて耐久性が低下するという問題や、変速制御精度が低下するといった問題を、一層確実に解消することができる。

【0039】図5～図8は本発明の他の実施形態を示し、本実施の形態においては前述した実施の形態におけるワッシャ31を省略し、トラニオン4, 5とピストン14(ピストンボス部14a)とを直接当接させたものである。つまり、トラニオン4, 5の下端面4a, 5aをそれぞれ、図5および図8に示すように対応するピストン上端面14bの円筒形に対応した円筒面として、これらに直接当接させる。

【0040】この場合、図6に明示するように凸面となるピストン14の上端円筒面14bの曲率半径を、凹面

となるトラニオン4、5の下端円筒面4a、5aのそれよりも小さくして、これら凹凸面間でかじりの問題が生ずることのないようにするのが良い。かかる凹凸面曲率半径の関係は、図1～図4に示す実施の形態においても同様に設定することができることは言うまでもない。

【0041】本実施の形態においても当然、前述したと同様の作用効果を達成することができるが、ワッシャ31の省略で部品点数を減少させ得るもの、ピストン14の上端円筒面14bとワイヤプーリ34との接触面積が、図7にクロスハッチングを付して示すように小さくなつて、耐久性の点では不利になる。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明一実施の形態になるトロイダル型無段変速機のトラニオンアクチュエータ部を示す要部断面図である。

【図2】図1のA-A線上で断面とし、矢の方向に見て示すワイヤプーリの断面図である。

【図3】図1のB-B線上で断面とし、矢の方向に見て示すトラニオンシャフトの横断面図である。

【図4】図1に示すトロイダル型無段変速機のトラニオンアクチュエータ部を示す縦断側面図である。

【図5】本発明の他の実施の形態になるトロイダル型無段変速機のトラニオンアクチュエータ部を示す要部断面図である。

【図6】同トロイダル型無段変速機のトラニオンとピストンとの当接部を示す説明図である。

【図7】図5のC-C線上で断面とし、矢の方向に見て示すワイヤプーリの断面図である。

【図8】図5に示すトロイダル型無段変速機のトラニオンアクチュエータ部を示す縦断側面図である。

【図9】従来のトロイダル型無段変速機を例示する要部縦断正面図である。

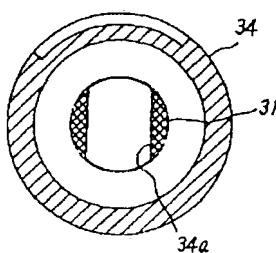
【図10】同トロイダル型無段変速機のトラニオンアクチュエータ部を示す縦断側面図である。

【図11】従来のトロイダル型無段変速機においてトラニオンが変形した状態を示す説明図である。

【符号の説明】

- 1 入力コーンディスク（入力ディスク）
- 2 出力コーンディスク（出力ディスク）
- 3 パワーローラ（摩擦車）
- 4 トラニオン（摩擦車支持部材）
- 4a 円筒面（関節構造）
- 5 トラニオン（摩擦車支持部材）
- 5a 円筒面（関節構造）
- 6 アッパリンク
- 7 ロアリング
- 9 プリセスカム
- 10 シャフト
- 10a 同ピストン貫通部位
- 12 ピン
- 14 ピストン
- 14a ピストンボス部
- 14b 円筒面（関節構造）
- 15 シリンダボディー
- 17 变速制御弁
- 18 コントロールバルブボディー
- 31 ワッシャ
- 31a 平坦面
- 31b 円筒面（関節構造）
- 32 ナット
- 33 ワイヤ
- 34 ワイヤプーリ
- 34a 非円形孔

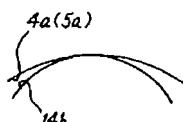
【図2】



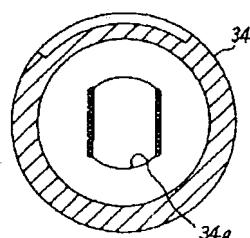
【図3】



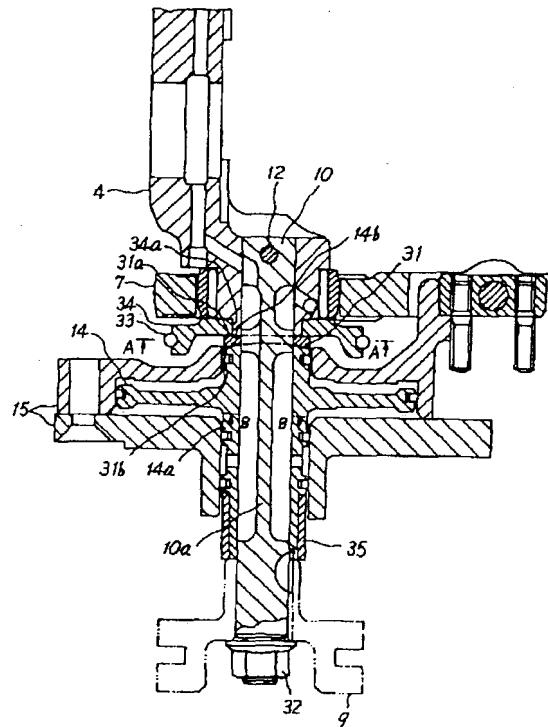
【図6】



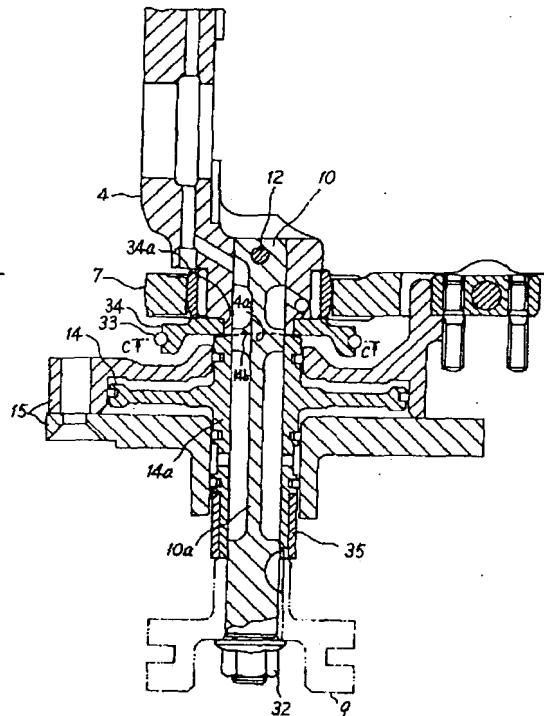
【図7】



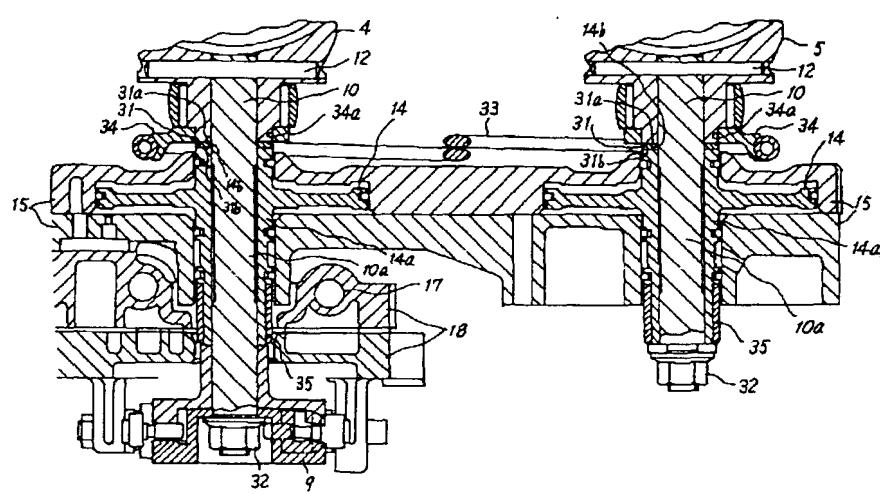
【図1】



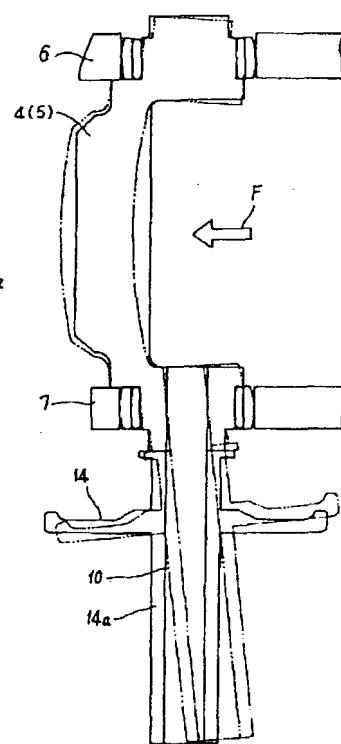
【図5】



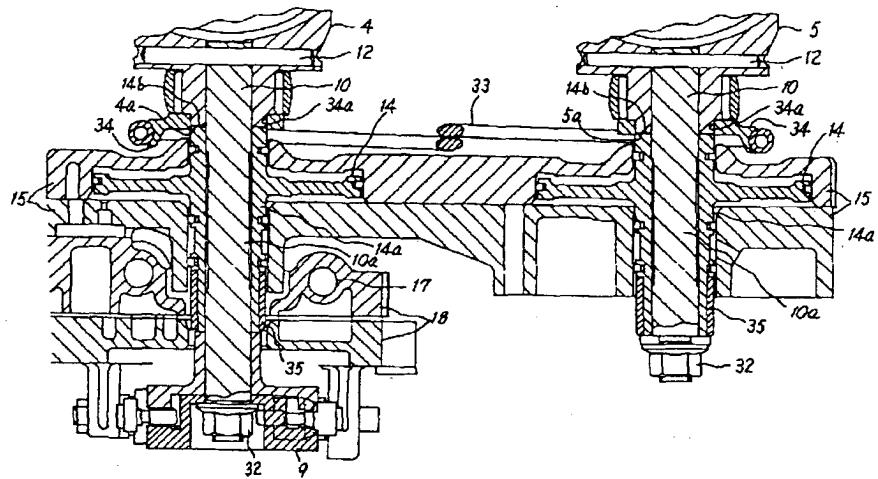
【図4】



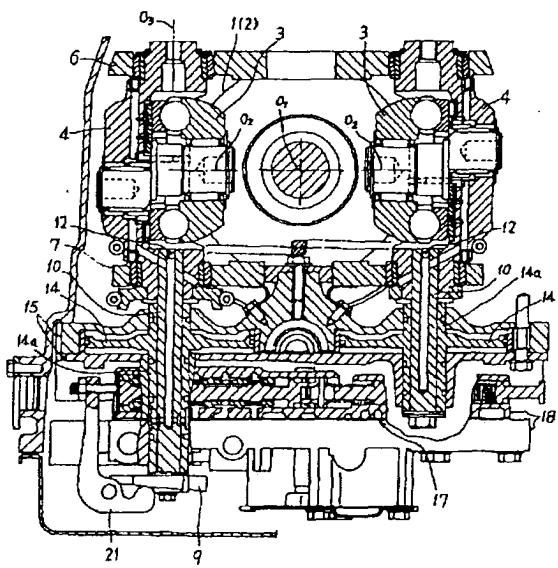
【図11】



〔図8〕



【図9】



【図10】

